

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 06-159105

(43)Date of publication of application : 07.06.1994

(51)Int.CI. F02D 13/02  
F01L 1/34  
F02D 11/06  
F02D 45/00

(21)Application number : 05-183686 (71)Applicant : NIPPONDENSO CO LTD

(22)Date of filing : 26.07.1993 (72)Inventor : SHINOJIMA MASAAKI

(30)Priority

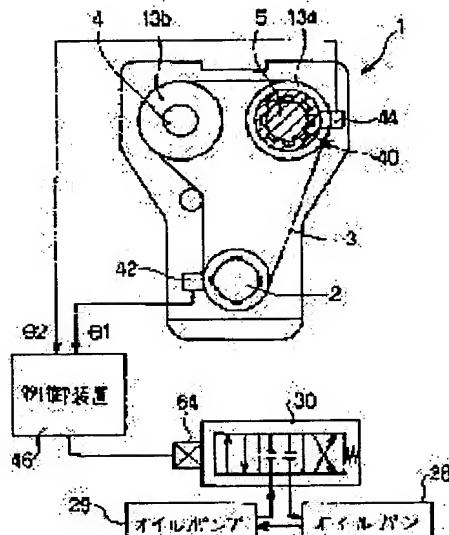
Priority number : 04256368 Priority date : 25.09.1992 Priority country : JP

## (54) VALVE TIMING ADJUSTING DEVICE

### (57)Abstract:

**PURPOSE:** To correctly control an oil regulating valve for conforming the relative rotation angles of a crank shaft and a cam shaft to a target rotation angles, by correcting a driving signal calculated by a control means based on a learned drive signal.

**CONSTITUTION:** Adjusting the opening of an adjusting valve 30 by a driving means 64 supplies oil quantity according to the opening to a timing adjusting device 40. A relative rotation angle between a cam shaft 5 and a crank shaft 2 is changed according to the oil quantity in the adjusting device 40. In a control means 4b, a drive signal is calculated to adjust the valve 30 opening so that an actual relative rotation angle can be conformed to a target relative rotation angle calculated according to a running condition. Here in a learning means 46, the operating condition of the adjusting device 40 is detected based on a detected relative rotation angle to learn a driving signal in which this condition is made a given operating condition. For this purpose, the driving signal, outputted from the control means 46, is corrected based on a learned driving signal by a learning means 46 to correctly control always the valve 30 to a necessary opening.



### LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 17.05.2000

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number] 3358242

[Date of registration] 11.10.2002

(19)日本国特許庁 (JP)

(12)公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平6-159105

(43)公開日・平成6年(1994)6月7日

(51) Int.Cl. <sup>5</sup>	識別記号	序内整理番号	F I	技術表示箇所
F 02 D 13/02		G 7049-3G		
F 01 L 1/34		C 6965-3G		
		Z 6965-3G		
F 02 D 11/06		Z 7541-3G		
45/00	3 4 0	Z 7536-3G		

審査請求 未請求 請求項の数1 (全11頁)

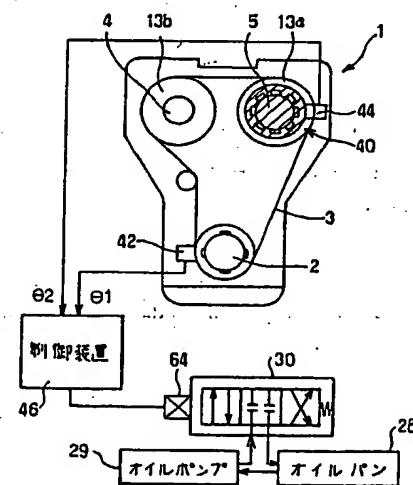
(21)出願番号	特願平5-183686
(22)出願日	平成5年(1993)7月26日
(31)優先権主張番号	特願平4-256368
(32)優先日	平4(1992)9月25日
(33)優先権主張国	日本(JP)

(71)出願人	000004260 日本電装株式会社 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地
(72)発明者	篠島 政明 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電装 株式会社内
(74)代理人	弁理士 離水 裕彦

## (54)【発明の名称】バルブタイミング調整装置

## (57)【要約】

【目的】スプール弁を所望の位置に確実に制御する。  
 【構成】運転状態によって決定される目標相対回転角 $\theta_a$ に、相対回転角 $\theta$ を近づけるためにスプール弁30のスプール31は移動する。このスプール31は、出力デューティ値 $T_d$ によって移動する。ここで学習進角デューティ値 $T_a$ と温度補償デューティ値 $T_{thw}$ との和として $T_d$ が出力されると、スプール31は油圧通路60を開き始める位置へ移動する。この位置から偏差 $\theta_a - \theta$ に応じたデューティによって進角側へ移動する。そして、相対回転角 $\theta$ が $\theta_a$ に近づいたとき、学習保持デューティ値 $T_h$ が、上記 $T_a$ に代わって出力されることによって、スプール31は油圧通路を閉じる位置に制御される。なお、遅角側への移動では、上記 $T_a$ に代わって学習遅角デューティ値 $T_r$ が出力される。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 クランク軸と同期回転するクランク軸部材と、前記クランク軸部材から駆動力を受けて回転するカム軸と、前記クランク軸部材と前記カム軸との間に軸方向移動可能に配置され、前記クランク軸部材と前記カム軸との間の位相を変化させる油圧ピストンと、前記油圧ピストンの軸方向に設けられる油圧室と、前記油圧室に連通する油圧通路と、前記油圧通路に設けられ、前記油圧室へ供給される油量を開度に応じて調節する弁と、外部から入力される駆動信号に応じて、前記弁の開度を調節する駆動手段と、前記クランク軸と、前記カム軸との相対回転角を検出する相対回転角検出手段と、運転状態に応じて前記カム軸と前記クランク軸との目標相対回転角を算出する目標相対回転角算出手段と、前記相対回転角と前記目標相対回転角とにに基づいて、前記相対回転角を前記目標相対回転角へ一致させるための前記駆動手段の駆動信号を算出する制御手段と、前記相対回転角検出手段で検出される前記相対回転角によって前記油圧ピストンの作動状態を検出し、前記油圧ピストンを所定の作動状態とする前記駆動手段の駆動信号を学習し、この学習値に基づき前記制御手段において算出される駆動信号を補正する学習手段とを備えたことを特徴とするバルブタイミング調整装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は内燃機関のバルブタイミングを運転条件に応じて変更するバルブタイミング調整装置(VVT)に関する。

## 【0002】

【従来の技術】 内燃機関の運転条件に応じて吸気弁開閉タイミングを可変制御する機構として、クランクシャフトに同期して回転するカムブーリーに対するカムシャフトの回転位相を変更するようにしたバルブタイミング調整装置が知られている。例えば特開平1-134010号公報に開示されるように、内燃機関の吸気弁の開閉タイミング(バルブタイミング)を変更させるための油圧サーボ弁を備えたタイミング変更手段を設け、さらに、このサーボ弁のスプールを油圧シリンダによって駆動する流体圧駆動手段を設けるもののが知られている。

【0003】 そして、この従来技術では、上記流体圧駆動手段に備えられる2つの開閉弁を開、閉制御し、サーボ弁を一定の速度で移動させることにより、タイミング変更手段においてバルブタイミングを変化させている。

## 【0004】

【発明が解決しようとする課題】 このように従来技術では、タイミング変更手段と流体圧駆動手段とに、それぞ

れ油圧系が必要であるため構造が複雑である。さらに、上記従来技術では、2つの開閉弁によって油圧の供給を断続するだけであるため、微小な移動量の制御や、サーボ弁の移動速度の制御が困難であり、バルブタイミングを微小量だけ変化させる制御や、所望の速度で変化させることができず、より正確な制御ができないという問題点があった。

【0005】 そこで、開閉弁ではなく、開度を調節することにより油量を調節できる弁を用い、バルブタイミングを所望の速度で変化させることが考えられる。しかし、このような弁を使用すると、弁の製造ばらつき、弁からの油漏れ等により、弁の駆動信号とバルブタイミングとの変化が正確に一致しないおそれがある。例えばバルブタイミングをそのままの状態に保持できないとか、バルブタイミングの変化が得られないといった不具合がある。

【0006】 本発明は上記のような従来技術の問題点に鑑み、装置全体の構造を簡単にできるとともに、開度調節に応じて油量調節できる弁を使用しても弁の製造上のばらつき等の影響なく正確にバルブタイミングを制御することのできるバルブタイミング調整装置を提供することを目的とする。

## 【0007】

【課題を解決するための手段】 本発明は上記目的を達成するために、図12のブロック構成図に示すように、クランク軸と同期回転するクランク軸部材と、前記クランク軸部材から駆動力を受けて回転するカム軸と、前記クランク軸部材と前記カム軸との間に軸方向移動可能に配置され、前記クランク軸部材と前記カム軸との間の位相を変化させる油圧ピストンと、前記油圧ピストンの軸方向に設けられる油圧室と、前記油圧室に連通する油圧通路と、前記油圧通路に設けられ、前記油圧室へ供給される油量を開度に応じて調節する弁と、外部から入力される駆動信号に応じて、前記弁の開度を調節する駆動手段と、前記クランク軸と、前記カム軸との相対回転角を検出する相対回転角検出手段と、運転状態に応じて前記カム軸と前記クランク軸との目標相対回転角を算出する目標相対回転角算出手段と、前記相対回転角と前記目標相対回転角とにに基づいて、前記相対回転角を前記目標相対回転角へ一致させるための前記駆動手段の駆動信号を算出する制御手段と、前記相対回転角検出手段で検出される前記相対回転角によって前記油圧ピストンの作動状態を検出し、前記油圧ピストンを所定の作動状態とする前記駆動手段の駆動信号を学習し、この学習値に基づき前記制御手段において算出される駆動信号を補正する学習手段とを備えたことを特徴とするバルブタイミング調整装置、という技術的手段を採用する。

## 【0008】

【作用】 以上に述べた本発明のバルブタイミング調整装置の構成によると、駆動手段によって弁の開度が調節さ

れると、この開度に応じた油量が油圧通路に連通する油圧室へ供給される。そして、油圧ピストンはこの油量に応じて軸方向に移動するため、カム軸とクラシク軸部材との相対回転角は変化する。

【0009】また、制御手段では、実際の相対回転角が、運転状態に応じて算出された目標相対回転角に一致するように弁の開度を調節する駆動信号が算出される。ここで、学習手段は、検出される相対回転角に基づいて油圧ピストンの作動状態を検出し、油圧ピストンを所定の作動状態とする駆動信号を学習している。このため、この学習された駆動信号が駆動手段に出力されると、弁は、油圧ピストンを所定の作動状態とするのに必要な開度へ、常に正確に制御される。そして、学習手段は、上記学習された駆動信号に基づいて、制御手段から出力される駆動信号を補正する。

【0010】このため、駆動手段に入力される駆動信号は、相対回転角を目標回転角に制御するために必要な油圧ピストンの作動状態を確実に得ることのできる駆動信号とされ、その作動状態とするのに必要な弁の開度が確実に得られる。従って、弁の製造ばらつきや、弁の油漏れ等によって、駆動信号と弁の開度との関係に誤差が生じる場合にも、相対回転角を目標相対回転角に一致させるように弁の開度は正確に制御される。

【0011】

【実施例】以下、本発明を適用したバルブタイミング調整装置の第1実施例を図面に基づいて説明する。図1は、ダブルオーバーヘッドカム式内燃機関に本発明を適用した実施例を示す概略図であり、図2は、バルブタイミング調整装置の断面図である。

【0012】内燃機関1では、クラシクシャフト2から軸方向に移動するタイミングチェーン3によって一対のスプロケット13a、13bを介して一対のカムシャフト4、5が駆動される。そして、カムシャフト5には、図中破線で示すバルブタイミング調整装置40が設けられている。

【0013】また、クラシクシャフト2には、クラシク位置検出センサ42が取り付けられ、カムシャフト5には、カムシャフト位置検出センサ44が取り付けられる。ここで、クラシク位置検出センサ42からのパルス数が、クラシクシャフト2が1回転するとN個発生するとき、カムシャフト位置検出センサ44からのパルス数が、カムシャフト5が1回転すると2N個発生するようになる。また、カムシャフト5のタイミング変換角最大値を $\theta_{max}$ クラシク角とすると、 $N < 360$ 度/ $\theta_{max}$ となるようパルス数Nを設定する。これによって、後述の相対回転角θを算出するときに、クラシク位置検出センサ42のパルスと、このパルスの後に連続して発生するカムシャフト位置検出センサ44のパルスとを使用することができる。

【0014】このクラシク位置検出センサ42およびカ

ムシャフト位置検出センサ44からの信号は制御装置46に入力される。この信号の他に内燃機関1の冷却水温信号、スロットル開度信号等が入力され、制御装置46のマイクロプロセッサが、これらの信号を基にクラシクシャフト2に対するカムシャフト5の目標相対回転角θを演算する。そして、制御装置46で演算された駆動信号を電磁アクチュエータである後述のリニアソレノイド64へ入力し、後述のスプール弁30を駆動する。そして、このスプール弁30を駆動することによって、オイルパン28からオイルポンプ29によって圧送され、バルブタイミング調整装置40へ供給されるオイルの油量を調整する。

【0015】以下、このバルブタイミング調整装置40の構成を説明する。図2において、カムシャフト5の端部には、カムシャフト5と一緒に回転するようにピン12とボルト10によって固定された略円筒形のカムシャフトスリーブ11が設けられている。また、このカムシャフトスリーブ11の外周面の一部には、外歯ヘリカルスライスライン11aが形成されている。さらに、カムシャフトスリーブ11には、シリンダヘッド25にボルト24で取り付けられるハウジング23の内部に突出する円筒部11bが設けられている。

【0016】また、スプロケット13aは、カムシャフト5とカムシャフトスリーブ11との間に挟まれて支持され、軸方向の移動は阻止されているがカムシャフト5に対して相対回転可能となっている。そして、スプロケット13aの図2左側には、略円筒形のクラシク軸部材であるスプロケットスリーブ15がピン14とボルト16によってスプロケット13aと一緒に回転するよう固定されている。また、このスプロケットスリーブ15には、ハウジング23の内部に上記カムシャフトスリーブ11を覆うように突出した円筒部15bが設けられている。そして、この突出した円筒部15bの内周面の一部に内歯ヘリカルスライスライン15aが形成されている。この内歯ヘリカルスライスライン15aは、上記外歯ヘリカルスライスライン11aとは逆方向のねじれ角を有するようにならされている。なお、外歯ヘリカルスライスライン11aまたは内歯ヘリカルスライスライン15aのいずれか一方は、ねじれ角をゼロとして、軸方向に平行な直線歯を有するスライスラインとしてもよい。

【0017】そして、カムシャフトスリーブ11の円筒部11bと、スプロケットスリーブ15の円筒部15bとの隙間の一部には、軸方向に略一様な断面を有する環状の空間90が形成され、その空間90内で軸方向に液密状態を保つことができるよう、略円筒形状の油圧ピストン17が挿入される。この油圧ピストン17の内面の一部には、カムシャフトスリーブ11の外歯ヘリカルスライスライン11aと噛み合う内歯ヘリカルスライスライン17aが形成されていると共に、外側の一部にはスプロケットスリーブ15の内歯ヘリカルスライスライン

15aと噛み合う外歯ヘリカルスライス17bが形成されている。上記スライス同士の噛み合いにより、図1に示すタイミングチェーンを介してスプロケット13aに伝達されるクランクシャフト2の回転は、スプロケットスリーブ15、油圧ピストン17、カムシャフトスリーブ11を経てカムシャフト5に伝達される。また、油圧ピストン17の左側端部に形成されるつば部の外周には、オイルシール70が備えられている。このオイルシール70は、スプロケットスリーブ15の円筒部15bの内周面と接触するように設けられる。

【0018】この空間90内に、油圧ピストン17が設けられることによって、空間90は2つの室に分割される。これによって、油圧ピストン17の左側に進角側油圧室22が形成され、右側に遅角側油圧室32が形成される。そして、上記オイルシール70によって、油圧室22と32との間のシール性が確保される。また、スプロケットスリーブ15の図中左側開口端には、エンドプレート50が取り付けられている。このエンドプレート50には、円筒部と、その円筒部の図中右側端部に形成され、スプロケットスリーブ15の上記開口端に取り付けられるつば部とが備えられる。また、エンドプレート50の円筒部の外周には溝が設けられ、この溝にオイルシール71が保持される。

【0019】そして、エンドプレート50とカムシャフトスリーブ11との左側端部には、ノックピン53によってハウジング23に固定される環状のリングプレート51が設けられている。このリングプレート51は、コ字状断面に形成され、エンドプレート50の円筒部と、カムシャフトスリーブ11の円筒部11bとを内部に回転可能に収容する。また、リングプレート51の内側円筒部の外周には溝が設けられ、この溝にオイルシール72が保持される。このオイルシール72はリングプレート51とカムシャフトスリーブ11との間のシール性を確保する。一方、上記オイルシール71はエンドプレート50とリングプレート51との間のシール性を確保する。これによって、進角側油圧室22内のシール性は確保される。

【0020】リングプレート51の中心の開口と、ハウジング23の開口とには、ボルト52が取り付けられている。このボルト52が取り付けられると、カムシャフトスリーブ11の内周と、カムシャフト5との間に空間91が形成される。また、ボルト52の内部には、この空間91に連通する断面T字形の油圧通路61bが形成される。さらに、ボルト52の外周には環状溝が形成されており、この油圧通路61bの半径方向の両端が連通する。

【0021】また、ハウジング23には、上記ボルト52の環状溝と連通する油圧通路61aが形成されている。この油圧通路61aは、断面T字形の油圧通路61bを介して、空間91に連通し、この空間91からカム

シャフトスリーブ11に形成される油圧通路61cを通じて上記遅角側油圧室32に連通する。さらに、ハウジング23には、上記進角側油圧室22に連通する油圧通路60が形成されている。上記油圧通路61aおよび60は、ハウジング23に形成され、後述のスプール弁30を収容する空間部95に開口している。また、この空間部95には、内燃機関1のオイルパン28からオイルポンプ29によって圧送されるオイルを供給する油圧供給路65が開口し、オイルパン28にオイルを戻す油圧開放路66が開口する。

【0022】以下、スプール弁30の構成を図3に基づいて説明する。なお、図3(a)、(b)、(c)は、油圧通路を切り替えるときのスプール弁30の断面図であり、その動作は後述する。空間部95に収容されるスプール弁30のシリンダ30aには、上記油圧通路61aと連通する油圧ポート30bと、油圧通路60と連通する油圧ポート30cとが設けられる。また、油圧供給路65と連通する吸入ポート30dおよび油圧開放路66と連通する吐出ポート30e、30fが設けられる。

20 そして、シリンダ30a内には、内部を摺動可能に移動し、上記ポートの連通を切り替えるスプール31が挿入されている。このスプール31の図中右側にはスプール31を図中左方向へ付勢するスプリング31aが設けられている。さらに、スプール31の図中左側には、電磁アクチュエータとして作用するリニアソレノイド64が設けられる。このリニアソレノイド64に発生する電磁力によって、スプール31はスプリング31aの付勢力に抗して図中右側へ移動する。

【0023】以下、スプール弁30内のスプール31の移動による油圧通路切り替えの動作を説明する。図3(a)に示すように、スプール31が右側に移動するとき、吸入ポート30dと油圧ポート30cとが開き、油圧供給路65と油圧通路60とが連通する。このため、オイルポンプ29からの油圧は進角側油圧室22に供給される。同時に、吐出ポート30eと油圧ポート30bとが開き、油圧通路61と油圧開放路66とが連通する。このため、遅角側油圧室32の油圧は開放される。これによって、油圧ピストン17は右方向へ移動するため、スプロケット13をなわちクランクシャフト2に対しカムシャフト5が相対的に進角する。

【0024】図3(b)に示すように、スプール31が中央にあるときは、油圧ポート30b、30cが共に閉じるため、油圧室22、32からのオイルの漏れがない場合、油圧ピストン17の位置が保持され、スプロケット13とカムシャフト5との回転位相は変化しない。次に、図3(c)に示すように、スプール31が左側に移動するとき、吸入ポート30dと油圧ポート30bとが開き、油圧供給路65と油圧通路61とが連通するため、オイルポンプ29からの油圧は遅角側油圧室32に供給される。一方、吐出ポート30fと油圧ポート30

c とが開き、油圧通路 6 0 と油圧開放路 6 6 とが連通する。このため、進角側油圧室 2 2 の油圧は開放される。これによって、油圧ピストン 1 7 は左方向に移動するため、スプロケット 1 3 すなわちクランクシャフト 2 に対してカムシャフト 5 が相対的に遅角する。

【0025】次に、この実施例のバルブタイミング調整装置の基本的な作動を図6のフローチャートに基づいて説明する。なお、このフローチャートは、制御回路における処理の内、回転角をフィードバック制御するステップを抜き出したものである。ステップ 5 0 において、クランク位置検出センサ 4 2、カムシャフト位置検出センサ 4 4 からのセンサ信号を読み込む。そして、図4に示すようにこの2つのセンサ 4 2、4 4 からの信号に基づいて、クランク位置角  $\theta_1$  とカムシャフト位置角  $\theta_2$  の相対回転角  $\theta$  を算出する。

【0026】次に、ステップ 5 1 で、そのときの運転状態に応じたクランクシャフト 2 に対するカムシャフト 5 の相対回転角としての目標相対回転角  $\theta_a$  と、冷却水温度によって、スプール弁 3 0 の特性のずれを補正する水温補正デューティ値  $T_{thw}$  を演算する。なお、この水温補正デューティ値  $T_{thw}$  と水温との関係は、図7に示すようになる。

【0027】そして、ステップ 5 2 で、クランクシャフト 2 とカムシャフト 5 との相対回転角  $\theta$  と、目標相対回転角  $\theta_a$  との偏差が、所定の許容偏差  $\Delta\theta$  より小さいか否かを判別する。ここで、 $|\theta_a - \theta| \leq \Delta\theta$  であれば、ステップ 5 6 へ進み、マイクロプロセッサから出力される出力デューティ値  $T_d$  は、 $T_d = T_h + T_{thw}$  として出力される。なお、この  $T_h$  は学習保持デューティ値であり、油圧ピストン 1 7 をその位置で保持する作動状態とするための駆動信号である。つまり、このデューティ値によって、クランクシャフト 2 とカムシャフト 5 との相対回転角  $\theta$  は、そのままの状態で保持される。このデューティ値  $T_h$  の学習方法については後述する。

【0028】一方、 $|\theta_a - \theta| > \Delta\theta$  であれば、ステップ 5 3 へ進み、 $\theta_a > \theta$  であるか否かを判別する。ここで、 $\theta_a > \theta$  のときステップ 5 4 で、出力デューティ値  $T_d$  は  $T_d = T_a + f(\theta_a - \theta) + T_{thw}$  として出力される。なお、この  $T_a$  は学習進角デューティ値であり、油圧ピストン 1 7 が進角側へ動きはじめる作動状態とする駆動信号である。つまり、このデューティ値によって、相対回転角  $\theta$  が進角側へ変化し始めることができる。この学習進角デューティ値  $T_a$  の学習方法については後述する。

【0029】一方、 $\theta_a \leq \theta$  のときステップ 5 5 で、出力デューティ値  $T_d$  は  $T_d = T_r + f(\theta_a - \theta) - T_{thw}$  として出力される。なお、この  $T_r$  は学習遅角デューティ値であり、油圧ピストン 1 7 が動きはじめる作動状態とするための駆動信号である。油圧ピストン 1 7 が遅角側へ動きはじめる作動状態とする駆動信号であ

る。つまり、このデューティ値によって、相対回転角  $\theta$  が遅角側へ変化し始めることができる。この学習遅角デューティ値  $T_r$  の学習方法については後述する。

【0030】また、上記ステップ 5 4、5 5 の出力デューティ値  $T_d$  中の  $f(\theta_a - \theta)$  は、偏差  $(\theta_a - \theta)$  に応じたフィードバック補正デューティ値である。この関数  $f$  は、偏差  $(\theta_a - \theta)$  に比例および微分演算を施す制御関数である。なお、 $f$  は、積分演算も含めた制御関数としてもよい。このようにして、相対回転角  $\theta$  が、制御装置 4 6 内でフィードバック制御される。このとき、制御装置 4 6 から出力される出力デューティ値  $T_d$  によって、相対回転角  $\theta$  が目標相対回転角  $\theta_a$  に一致するように、油圧ピストン 1 7 は移動する。そして、相対回転角  $\theta$  と目標相対回転角  $\theta_a$  との偏差が許容偏差内に入ったところで、出力デューティ値を学習保持デューティ値  $T_h$  と温度補償デューティ値  $T_{thw}$  の和とする。これによって、相対回転角  $\theta$  が目標相対回転角  $\theta_a$  となる位置で、油圧ピストン 1 7 は保持される。

【0031】次に、クランクシャフト 2 とカムシャフト 5 との相対回転角  $\theta$  が変化し始めたための学習進角デューティ値  $T_a$ 、および学習遅角デューティ値  $T_r$  の学習方法について、図8に示すフローチャートを用いて説明する。なお、このルーチンは図6のルーチンとともに実行される。まず、学習条件判定が実行される。ステップ 7 0 において、内燃機関 1 の運転状態がアイドル状態であるか否かを判断する。そして、アイドル状態であるならばステップ 7 1 へ進み、非アイドル状態ならば本学習条件判定を終了する。

【0032】ステップ 7 1 で、機関がアイドル状態で安定しているときに、あらかじめ設定された所定の目標相対回転角  $\theta_a$  と、相対回転角  $\theta$  との偏差  $|\theta_a - \theta|$  が、所定の許容偏差  $\Delta\theta$  以内に入ったか否かを判定する。そして許容偏差内に入ったとき、油圧ピストン 1 7 は上記目標相対回転角  $\theta_a$  に収束していると判断され、ステップ 7 2 へ進む。一方、 $\theta$  が  $\theta_a$  に収束していないと判断されたときには、本学習条件判定を終了する。

【0033】ステップ 7 2 において、クランクシャフト 2 とカムシャフト 5 との相対回転角  $\theta$  を、そのままの状態で保持するために、出力デューティ値  $T_d$  を学習保持デューティ値  $T_h$  と温度補償デューティ値  $T_{thw}$  の和として出力する。そして、この出力デューティ値  $T_d$  によって、相対回転角  $\theta$  が保持された状態のとき、学習条件が成立したと判定され、学習を開始する。

【0034】まずステップ 7 3 で、上記出力デューティ値  $T_d$  に所定デューティ値  $\Delta T_d$  を加算する。このとき、スプール 3 1 が移動し、油圧供給路 6 5 と油圧通路 6 0 とを連通させ始めるまで、出力デューティ値  $T_d$  は加算される。そして、油圧供給路 6 5 と油圧通路 6 0 とが連通されはじめ、進角側油圧室 2 2 への油量が増大すると、油圧ピストン 1 7 は図 2 中右側へ移動し、相対回

転角  $\theta$  が増加していく。

【0035】ここで、ステップ74において、相対回転角  $\theta$  の所定時間における増加量  $\Delta \theta_2$  を検出し、所定値  $\theta_A$  と比較し、 $\Delta \theta_2 \geq \theta_A$  であるか否かを判断する。すなわち、油圧ピストン17の進角側移動速度が所定速度以上となったか否かを判断し、スプール弁30のスプール31が、油圧供給路65と油圧通路60とを連通させ始める位置になったか否かを判断する。また、 $\Delta \theta_2 \leq \theta_A$  のとき、再びステップ73に戻り、所定デューティ値  $\Delta T_d$  を加算する。

【0036】このフィードバックを繰り返して  $\Delta \theta_2 \geq \theta_A$  となり、相対回転角  $\theta$  の進角側への変化速度が所定速度以上となるとき、ステップ75において、このときの出力デューティ値  $T_d$  を、学習進角デューティ値  $T_a$  として記憶する。この後、ステップ76において、このときの出力デューティ値  $T_d$  を所定デューティ値  $\Delta T_d$  で減算する。このとき、スプール31が移動し、油圧供給路65と油圧通路61aとを連通させ始めるまで、出力デューティ値  $T_d$  は減算される。そして、油圧供給路65と油圧通路61aとが連通されはじめ、遅角側油圧室32への油量が増大すると、油圧ピストン17は図2中左側へ移動し、相対回転角  $\theta$  が減少していく。

【0037】ここで、ステップ77において、相対回転角  $\theta$  の所定時間における減少量  $\Delta \theta_2 (<0)$  を検出し、所定値  $\theta_B (<0)$  と比較し、 $\Delta \theta_2 \leq \theta_B$  であるか否かを判断する。すなわち、油圧ピストン17の遅角側移動速度が所定速度以上となったか否かを判断し、スプール弁30のスプール31が、油圧供給路65と油圧通路61aとを連通させ始める位置になったか否かを判断する。そして、 $\Delta \theta_2 \geq \theta_B$  のとき、再びステップ76に戻り、所定デューティ値  $\Delta T_d$  で減算する。

【0038】このフィードバックを繰り返して  $\Delta \theta \leq \theta_B$  となり、相対回転角  $\theta$  の遅角側への変化速度が所定速度以上となったとき、ステップ78において、このときの出力デューティ値  $T_d$  を、学習遅角デューティ値  $T_r$  とする。なお、本実施例では、アイドル状態において学習された学習デューティ値  $T_a$ 、 $T_r$  を、冷却水温度、回転数による補正係数で補正することによって、全運転領域にわたった学習デューティ値が算出されている。そして、この学習デューティ値が、図6中のステップ54、55の出力デューティ値  $T_d$  の算出に使用されている。

【0039】ここで、本実施例のようにアイドル状態において学習したデューティ値を各運転状態に応じて補正し、その補正值を全運転領域にわたって適用するのではなく、各運転状態における学習値をそれぞれ算出する場合、本実施例に比べ制御装置の演算負荷および記憶領域が増大してしまう問題がある。しかし、本実施例ではアイドル状態で学習するだけで全運転領域の学習デューティ値を算出することができるため、制御回路46の規模

を小さくすることができる。

【0040】上記学習デューティ値  $T_a$ 、 $T_r$  を学習することによって、油圧ピストン17を移動させるときに、油圧通路60および61aが開きはじめまるまで、スプール31を確実に駆動させることができる。そして、スプール31をこの学習デューティ値  $T_a$ 、 $T_r$  による位置からさらに移動させることで、油圧室22あるいは32への油量を確実に増大させることができる。したがって、油圧ピストン17の移動速度を所望の速度とすることができる。このため、バルブタイミングの変化を所望の速度で制御することができる。

【0041】また、スプール弁30やリニアソレノイド64の製造ばらつき等によって、出力デューティ値に対するスプール31の駆動距離が変化したときにも、上記学習制御によりこの変化分を学習して学習デューティ値を更新することによって、油圧室22あるいは32への油量が供給されはじめる位置にスプール31を確実に駆動することができる。

【0042】次に、クランクシャフトとカムシャフトの相対回転角  $\theta$  が変化しないように保持する学習保持デューティ値の学習方法について図9に示すフローチャートを用いて説明する。なお、このルーチンは図6、図8のルーチンとともに実行される。ステップ100において、内燃機関1の運転状態がアイドル状態であるか否かを判断する。そして、非アイドル状態のとき、ステップ110へ進み、クランクシャフト2とカムシャフト5との相対回転角  $\theta$  と、目標相対回転角  $\theta_a$  との偏差の絶対値が、許容偏差  $\Delta \theta_3$  以下か否かを判断する。

【0043】この絶対値が  $\Delta \theta_3$  以下のとき、ステップ115に進み、制御装置46の出力デューティ値  $T_d$  を、前回の学習保持デューティ値  $T_h$  と温度補償デューティ値  $T_{thw}$  の和として出力する。そして、ステップ120で、この出力デューティ値  $T_d$  が所定時間以上出力されたか否かを判定する。そして、所定時間以上出力デューティ値が上記出力値であった場合、ステップ130へ進む。

【0044】ステップ130では、相対回転角  $\theta$  が一定であるか否か、すなわち所定時間上記デューティ値  $T_d$  が一定であったときに相対回転角  $\theta$  が変化したかを判断する。そして、 $\theta$  が変化しなかったときには、このときの学習保持デューティ値  $T_h$  によって相対回転角  $\theta$  は十分に保持され、相対回転角  $\theta$  は保持されるとして、本ルーチンを終了する。

【0045】一方、 $\theta$  が変化したときには、ステップ140で前回の相対回転角より増加したか否かを判定する。そして、 $\theta$  が増加したときは、ステップ150において、学習保持デューティ値  $T_h$  を所定デューティ値  $\Delta T$  だけ減少させる。一方、 $\theta$  が減少したときは、ステップ160において、学習保持デューティ値  $T_h$  を所定デューティ値  $\Delta T$  だけ増加させる。

11

【0046】この処理を繰り返していくことによって、スプール31が油圧通路60および61aを閉じる位置へ確実に駆動することができる。このため、クランクシャフト2とカムシャフト5との相対回転角 $\theta$ を確実に保持することができる。また、バルブタイミング調整装置40の製造ばらつきによって、油圧室22、32からオイルが漏れ、油圧ピストン17が移動してしまうときにも、この漏れ量に等しいだけの量を油圧室へ供給するように学習保持デューティ値Thを更新し、スプール31をその位置へ制御することができる。したがって、常に相対回転角 $\theta$ を保持することができる。

【0047】上記によって、目標とする出力デューティ値を学習することにより、スプール弁30の製造ばらつき等による不具合を解消し、油圧ピストン17を任意の位置に高速に移動させ、保持するようにスプール弁30を確実に制御することが可能となる。これによって、内燃機関1を常に所望のバルブタイミングで作動させることができ、燃費、エミッション、出力の向上を図ることができる。

【0048】さらに、本発明を適用したバルブタイミング調整装置の第2実施例を以下に説明する。この第2実施例は、上記第1実施例のように3つの学習デューティ値Th、TaおよびTrを学習するのではなく、学習保持デューティ値Thのみを学習して処理の簡素化を図るものである。以下、図10のフローチャートに基づいて第2実施例の制御方法を説明する。

【0049】ステップ170において、クランク位置検出センサ42、カムシャフト位置検出センサ44からのセンサ信号を読み込み相対回転角 $\theta$ を算出する。次に、ステップ171で、そのときの運転状態に応じた目標相対回転角 $\theta_a$ を演算する。そして、ステップ172で、相対回転角 $\theta$ と目標相対回転角 $\theta_a$ との偏差が、所定の許容偏差 $\Delta\theta$ より小さいか否かを判別する。

【0050】ここで、 $|\theta_a - \theta| \leq \Delta\theta$ であればステップ176へ進み、マイクロプロセッサから出力される出力デューティ値Tdを、学習保持デューティ値Thとして出力する。一方、 $|\theta_a - \theta| > \Delta\theta$ であれば、ステップ173へ進み、 $\theta_a > \theta$ であるか否かを判別する。

【0051】ここで、 $\theta_a > \theta$ のとき、ステップ174で、出力デューティ値Tdを $Td = Th + \Delta Ta + f(\theta_a - \theta)$ として出力する。一方、 $\theta_a \leq \theta$ のとき、ステップ175で、出力デューティ値Tdを $Td = Th - \Delta Tr + f(\theta_a - \theta)$ として出力する。なお、上記 $\Delta Ta$ は、油圧ピストン17が進角側へ動き始める作動状態とするデューティ値と学習保持デューティ値Thとの差分であり、予め設定される設計値である。また、 $\Delta Tr$ は、油圧ピストン17が遅角側へ動き始める作動状態とするデューティ値と学習保持デューティ値Thとの差分であり、これも予め設定される設計値である。

12

【0052】次に、上記図10中の学習保持デューティ値Thを学習する処理を図11のフローチャートに基づいて説明する。ステップ200において、相対回転角 $\theta$ と目標相対回転角 $\theta_a$ との偏差の絶対値が、許容偏差 $\Delta\theta$ 以下か否かを判断する。この絶対値が $\Delta\theta$ 以下のとき、ステップ201に進み、制御装置46の出力デューティ値Tdをこのときに設定されていた学習保持デューティ値Thで保持する。

【0053】そして、ステップ202で、相対回転角 $\theta$ が一定であるか否か、すなわち、ステップ201で、ある学習保持デューティ値Thで一定に保持されたTdで、相対回転角 $\theta$ が変化したかどうかを判断する。そして、 $\theta$ が変化しなかったときには、このときのThによって相対回転角 $\theta$ は十分に保持されるとして、本ループを終了する。

【0054】一方、 $\theta$ が変化したときには、ステップ203で $\theta$ が前回の値より増加したか否かを判定する。そして、 $\theta$ が増加したときは、ステップ204において、学習保持デューティ値Thを所定デューティ値 $\Delta T$ だけ20減少させる。一方、 $\theta$ が減少したときは、ステップ205において、学習保持デューティ値Thを所定デューティ値 $\Delta T$ だけ増加させる。

【0055】この処理を繰り返すことによって、クランクシャフト2とカムシャフト5との相対回転角 $\theta$ を一定に保持できるように、スプール31の位置が確定される。以上の図10、11のフローチャートで説明したように、この第2実施例では、相対回転角 $\theta$ を所望の位置で保持させるための学習保持デューティ値Thが学習される。また、バルブタイミングを進角側、あるいは遅角側へ変更させるとき、そのバルブタイミングが変化し始める位置へスプール31を移動させるためのデューティ値と学習保持デューティ値との差分は予め設定された所定値( $\Delta Ta$ 、 $\Delta Tr$ )とされている。これにより、所望のバルブタイミングで確実に保持できるとともに、処理の簡素化を図ることができ、結果として、プログラムの簡素化を図ることができる。

【0056】

【発明の効果】以上に述べた本発明のバルブタイミング調整装置の構成および作用によると、学習手段において40学習された駆動信号が駆動手段に出力されることによって、油圧ピストンを所定の作動状態とする開度へ、弁は正確に制御される。このため、弁の製造ばらつき等によって誤差が発生する場合でも、この誤差を補償し、常に油圧ピストンを所定の作動状態とする開度に弁を正確に制御することができる。

【0057】したがって、この学習された駆動信号に基づき、制御手段で算出される駆動信号を補正することによって、相対回転角を目標相対回転角へ一致させるように弁を正確に制御することができる。このため、バルブ50タイミングの制御は正確となる。

## 【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施例を示す概略構成図である。

【図2】本発明の実施例によるバルブタイミング調整装置の要部を示す断面図である。

【図3】油圧通路の切り替え動作を示すスプール弁の断面図である。

【図4】クランク位置角とカムシャフト位置角の関係を示すタイムチャートである。

【図5】マイクロプロセッサからの出力デューティ値を示す波形図である。

【図6】本発明の第1実施例の制御方法を示すフローチャートである。

【図7】水温と水温補正デューティ値の関係を示す特性図である。

【図8】学習進角デューティ値 $T_a$ および学習遅角デューティ値 $T_r$ を学習するフローチャートである。【図9】学習保持デューティ値 $T_h$ を学習するフローチャートである。

【図10】第2実施例の制御方法を示すフローチャートである。

【図11】第2実施例の学習保持デューティ値 $T_h$ を学習するフローチャートである。

【図12】本発明のブロック構成図である。

## 【符号の説明】

2 クランクシャフト

5 カムシャフト

13a スプロケット

11 カムスリーブ

15 スプロケットスリーブ

17 油圧ピストン

22 進角側油圧室

10 30 スプール弁

31 スプール

32 遅角側油圧室

42 クランク位置検出センサ

44 カムシャフト位置検出センサ

46 制御装置

60 油圧通路

61a 油圧通路

61b 油圧通路

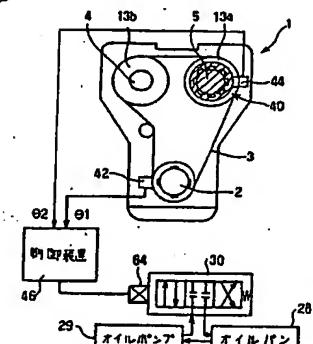
61c 油圧通路

20 64 リニアソレノイド

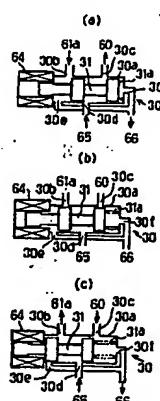
65 油圧供給路

66 油圧開放路

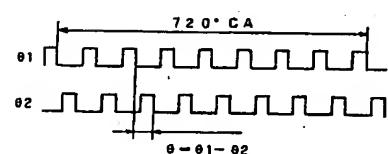
【図1】



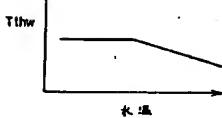
【図3】



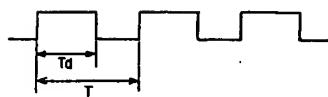
【図4】



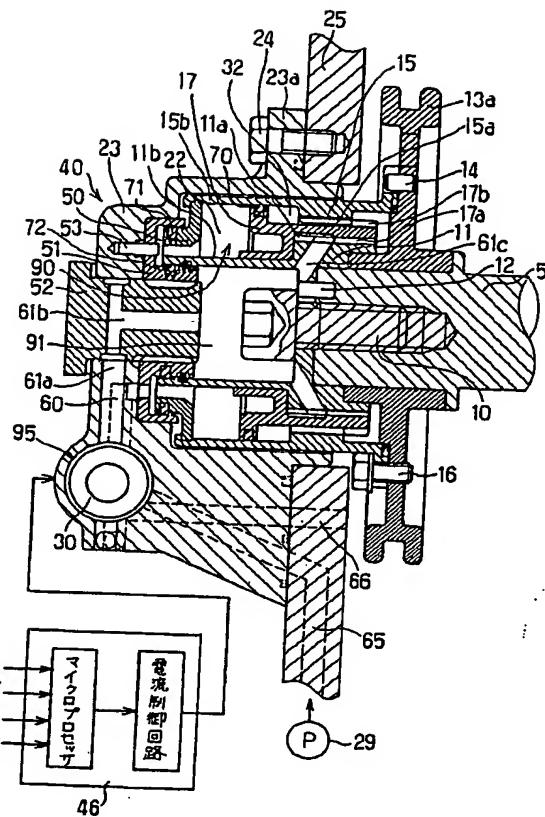
【図7】



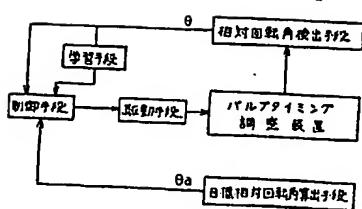
【図5】



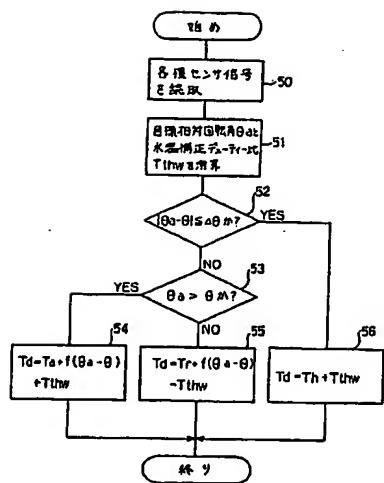
【図2】



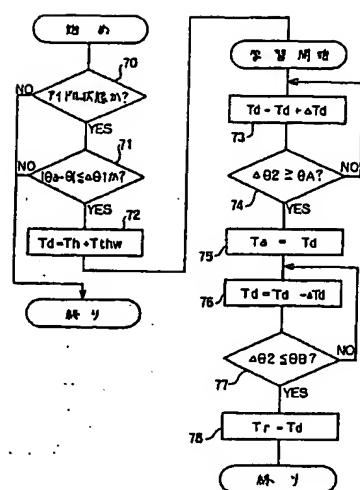
【図12】



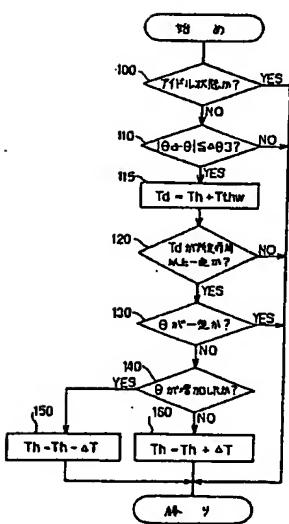
【図6】



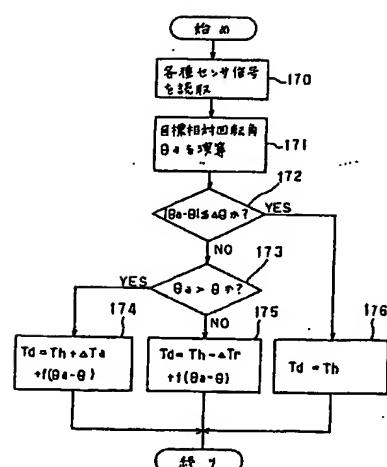
【図8】



【図9】



【図10】



[図11]

